

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМЫ ПЕРФОРАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ С НАКЛОННЫМИ ЩЕЛЯМИ

Майорова А.И., Свириденков А.А.

Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Повышение температуры в камерах сгорания авиационных двигателей нового поколения требует разработки и создания эффективных систем охлаждения стенок жаровой трубы. Один из вариантов создания высокотемпературной камеры сгорания из металлических материалов возможен при изготовлении жаровой трубы из двойной перфорированной стенки [1]. Эффективность системы с дискретными щелями для подачи охлаждающего воздуха повышается при наклоне щелей вдоль основного потока [1], причем компромисс между эффективностью и прочностью обеспечивается отклонением 50° от нормали к стенке. В настоящей работе проводится исследование течения в системе перфорационного охлаждения на основе численного интегрирования трехмерной системы уравнений Навье-Стокса.

Расчетная область представляла собой параллелепипед с основанием на перфорированной пластине (рис.1).

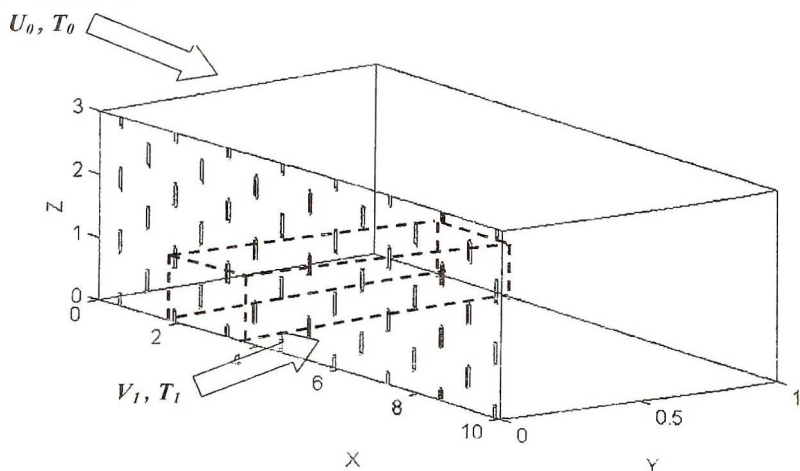


Рис.1. Схема расчетной области

Использовалась декартова система координат. Ось x направлялась вдоль пластины, ось y – по нормали к ней, и ось z – поперек пластины. Длина расчетной области по оси y составляла 12 мм, по оси x – 120 мм, и по оси z – 36 мм. Для параметрических исследований использовалась также расчетная область в виде отдельного элемента, изображенной пунктиром на рис.1. В направлении оси x вдоль пластины подавался горячий поток с температурой $T_0 = 376\text{ K}$ и максимальной скоростью U_0 . Через щели в пластине вдувался охладитель с температурой $T_1 = 288\text{ K}$ и нормальной компонентой скорости V_1 . Отношение U_0/V_1 принималось равным 1,25, число Рейнольдса основного потока составляло 37500. Стенка считалась адиабатической.

Форма щелей охлаждения представлена на рис.2.

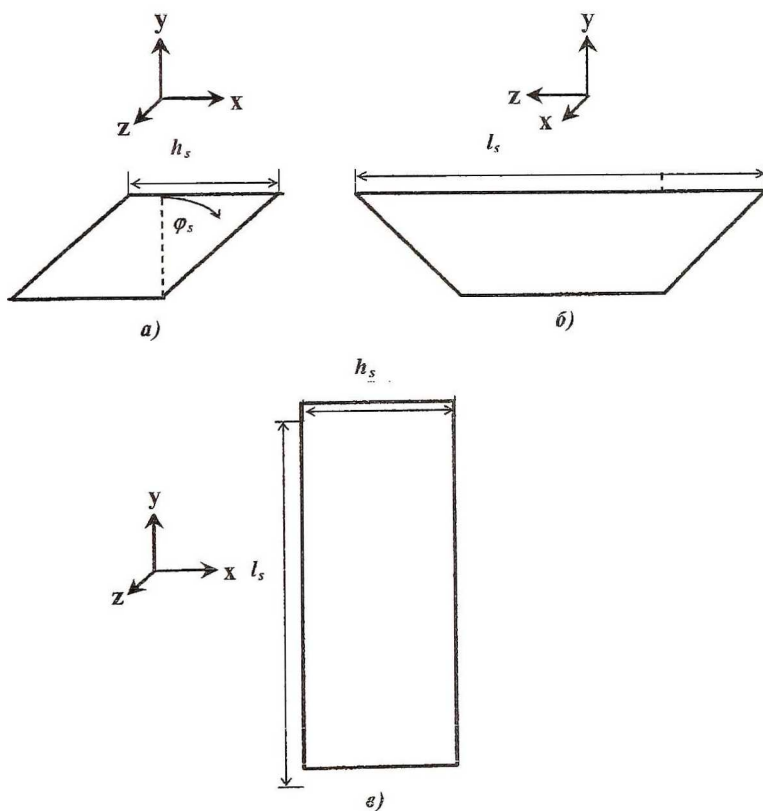


Рис.2. Форма щелей охлаждения: а – продольное сечение, б – трансверсальное сечение, в – поперечное сечение

В плоскости x,z , т.е. со стороны пластины, щели имели прямоугольную форму. В поперечном сечении x,y щели были наклонены в направлении основного потока с углом отклонения от нормали к пластине φ_s . Исследовалось два способа подачи охладителя в зависимости от формы трансверсального (в плоскости y,z) сечения струи: прямоугольная струя и веерная струя. В последнем случае трансверсальное сечение имело форму перевернутой трапеции с углом отклонения боковых стенок от нормали β_s . Так как внутри пластины расчет не проводился, то наклонная подача охладителя моделировалась через граничные условия для продольной и трансверсальной компонент скорости в выходящих на пластину поперечных сечениях щелей. Шаг между щелями в продольном направлении оси x равнялся 16 мм, шаг между чередующимися щелями в направлении оси z составлял 12 мм (этот размер считался характерным, т.е. принимался за единицу). Продольный угол наклона щелей во всех расчетах задавался равным экспериментально найденному оптимальному: $\varphi_s = 50^\circ$. Значение трансверсального угла β_s варьировалось в пределах от 0° до 30° .

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Численным методом [2] решалась трехмерная система стационарных уравнений неразрывности, движения совместно с уравнениями модели турбулентности и сохранения полной энтальпии, записанных в следующей консервативной форме

$$\operatorname{div}(\rho \vec{U} \varphi - \Gamma_\varphi \operatorname{grad} \varphi) = S_\varphi. \quad (1)$$

Здесь \vec{U} – вектор осредненной скорости, φ – зависимая переменная, Γ_φ – коэффициент диффузионного переноса, ρ – плотность, S_φ – источниковый член.

Для вычисления турбулентной вязкости использовалась хорошо апробированная модификация двухпараметрической модели (k - ε) [3], (k – энергия турбулентности на единицу массы, ε – скорость ее диссипации), учитывающая влияние низких чисел Рейнольдса турбулентности на турбулентные характеристики течения.

В этой модели

$$\Gamma_k = \frac{\mu_l}{\sigma_k} + \mu, \Gamma_\varepsilon = \frac{\mu_l}{\sigma_\varepsilon} + \mu = \frac{\mu_l}{\sigma_h} + \mu, \mu_l = \rho C_\mu f_\mu k^2 / \varepsilon, v_l = \mu_l / \rho \quad (2)$$

$$S_k = \rho(v_l F_k - \varepsilon - 2\nu k / \Delta^2) \quad (3)$$

$$S_\varepsilon = \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[C_1 v_l F_k - C_2 f_\varepsilon \varepsilon - C_4 2 \frac{\nu k}{\Delta^2} \exp(-C_3 \frac{u^* \Delta}{\nu_w}) \right] \quad (4)$$

$$F_k = 2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \quad (5)$$

$$C_1 = 1.35, C_2 = 1.8, C_3 = 0.5, C_4 = 1; \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3; \sigma_h = 0.9,$$

$$f_\varepsilon = 1 - 0.222 \exp \left[- \left(\frac{k^2}{6\nu\varepsilon} \right)^2 \right], \quad (6)$$

$$f_\mu = 1 - \exp(-0.0115 \frac{u^* \Delta}{\nu_w}). \quad (7)$$

Здесь u^* - динамическая скорость ($\rho_w u^{*2} = \tau_w$, τ_w - напряжение трения на стенке), Δ - расстояние по нормали до стенки, μ, ν - коэффициенты ламинарной динамической и кинематической вязкости, индекс w обозначает значение соответствующей величины на стенке, U, V, W - компоненты осредненной скорости.

Во всех расчетах в отверстиях сохранялась постоянная нормальная компонента скорости; определяющая расход охладителя; продольная и трансверсальная компоненты связывались с ней через углы подачи охладителя так, что

$$V = V_1; U = V \operatorname{tg}(\varphi); W = V \operatorname{tg}(\beta). \quad (8)$$

Здесь φ угол между нормалью к пластинке и проекцией скорости на плоскость x - y ($\varphi > 0$ - вдув охладителя по течению), β - угол между нормалью к пластинке и проекцией скорости на плоскость x - z .

Продольный угол подачи охладителя φ задавался равным углу наклона щели φ_s . В случае прямоугольной струи трансверсальный угол

$\beta = 0$. В случае веерной струи задавалось линейное изменение β от 0 в центре отверстия до $\pm\beta_s$ на его краях.

Конечно-разностная сетка строилась со сгущением к пристенному слою по y и к щелям по x . Общее число узлов составляло 1 225 305.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

На рис. 3.а представлено распределение относительной избыточной температуры $\theta = (T - T_1) / (T_0 - T_1)$ по поверхности пластины при прямой подаче охладителя (прямоугольное трансверсальное сечение щели). Как видим из этого рисунка, использование наклонных по потоку щелей позволяет добиться значительного охлаждения непосредственно за ними. Тем не менее, проникновение горячего воздуха между щелями вызывает недостаточную эффективность охлаждения в промежутках между ними.

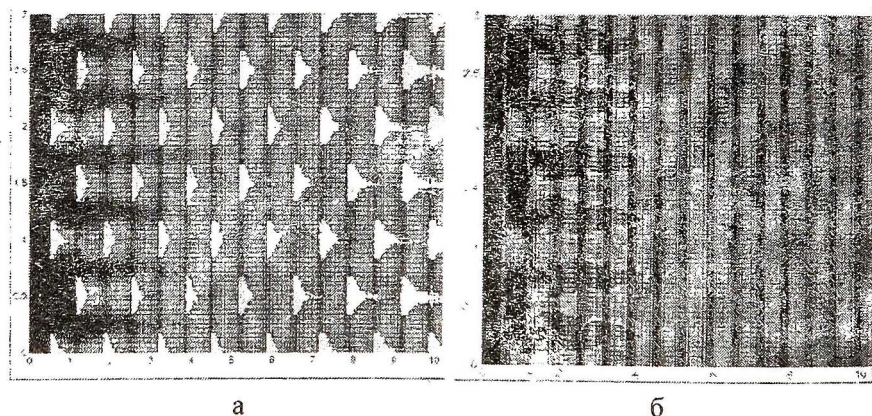


Рис.3 Распределение относительной избыточной адиабатической температуры по поверхности пластины: а - $\beta_s = 0^\circ$, б - $\beta_s = 20^\circ$

Эффективность системы охлаждения во многом определяется глубиной проникновения струй охлаждающего воздуха в горячий поток. Недостаточность охлаждения между щелями связана с тем, что прямоугольная струя изменяет по длине свое поперечное сечение, стремясь приобрести круглую форму, и отклоняется при этом от продольной оси. Повышения эффективности охлаждения наклонными щелями можно добиться, используя веерные струи, в которых трансверсальная компо-

нента (W) вектора скорости направлена от центра щели. В этом случае охлаждающий воздух заполняет промежутки между щелями и дольше сохраняется вблизи стенки. Такую подачу охладителя можно организовать, если трансверсальное сечение щели имеет форму перевернутой трапеции (рис. 3.б).

Параметрическое исследование эффективности охлаждения веерными струями проводилось на основе расчета отдельного элемента системы перфорационного охлаждения (пунктирная область на рис. 1). Методические расчеты показали, что изотермы, полученные из расчета одного элемента и в соответствующей части области при расчете всей системы практически совпадают. Значение трансверсального угла β_s наклона стенок щели от нормали варьировалось в пределах от 0° до 30° . Результаты исследования приведены на рис. 4, 5.

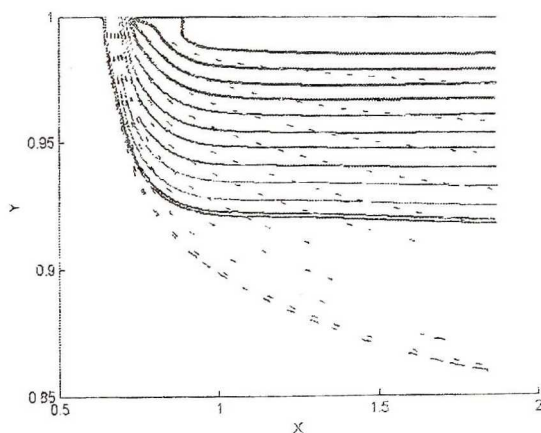


Рис.4. Линии тока в центральной плоскости (x, y) в окрестности щелиохлаждения; пунктир - $\beta_s = 0^\circ$, сплошные линии - $\beta_s = 20^\circ$

Как следует из расчета, при прямой подаче охладитель отклоняется от пластины в сторону горячего потока. При веерной подаче охладитель разворачивается и растекается вдоль перфорированной пластины. Анализ результатов расчета показывает, что такой разворот происходит, начиная с $\beta_s = 20^\circ$. Сравнение линий тока в окрестности щели для этого случая и для прямоугольной струи ($\beta_s = 0^\circ$) приведено на рис. 4.

На рисунке 5 представлена зависимость эффективности перфорационного охлаждения от угла раскрытия веерной струи. Под эффективностью охлаждения $\Delta\theta_w$ понималась разница осредненных по ширине пластины относительных избыточных температур в начале и в

конце элемента. Как видим из этого рисунка, при увеличении отклоне-

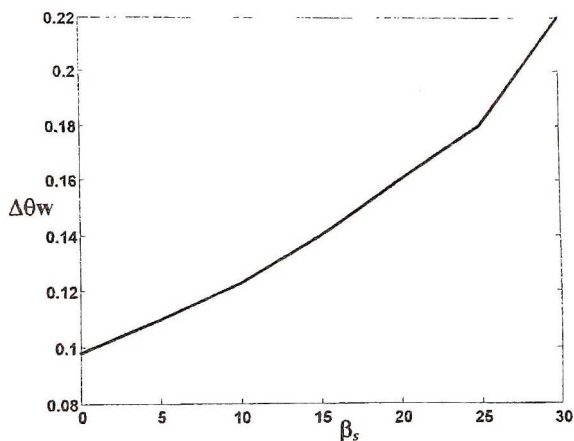


Рис. 5 Зависимость эффективности перфорационного охлаждения от угла раскрытия веерной струи

охлаждения целиком. Такой расчет был проведен при определенном в исследовании отдельного элемента оптимальном угле $\beta_s = 20^\circ$. На рис. 3.б представлено распределение относительной избыточной температуры по поверхности пластины при веерной подаче охладителя. Из сравнения рис. 3.а и б хорошо заметно, что охлаждение стенки в промежутках между щелями при веерной подаче охладителя происходит значительно более эффективно, чем при прямой.

Таким образом, веерная подача охладителя является эффективным средством улучшения характеристик системы перфорационного охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экспериментальное определение конвективного теплообмена с горячей и холодной сторон стенки при перфорационном ее охлаждении. / Рекин А.Д., Лукаш В.П., Стряпунин С.А. // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. — М.: Издательство МЭИ, 2002. С. 239-242.

ния боковых стенок щели от нормали с 0° до 30° эффективность перфорационного охлаждения секции увеличивается более чем вдвое, причем наиболее резкий рост эффективности происходит при $\beta_s > 20^\circ$, когда линии тока охладителя разворачиваются параллельно пластине.

Для получения более точных результатов необходимо проводить расчет всей системы перфорационного

2. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 150 с.
3. Chien K.-J. Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with Low-Reynolds-Number Turbulence Model//AIAA Journal, vol. 20, 1982. - P. 33-38.

УДК 621.3.002.3(076.5)

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГОРЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Мингазов Б.Г., Осипов Б.М., Слободянский И.А., Явкин В.Б.

Казанский Государственный технический университет

В процессе эксплуатации ГТУ газоперекачивающих агрегатов с трубчатыми камерами сгорания были выявлены частые отказы агрегатов, вызванные погасанием пламени в отдельных жаровых трубах в процессе запуска, что вызывало недопустимые перекосы в температурном поле агрегата и выключение его системой управления.

Одной из возможных причин, вызывающих неустойчивую работу камер сгорания может быть медленный прогрев теплообменника, приводящий к существенному занижению температуры на входе в камеру сгорания по сравнению с температурой за осевым компрессором (как показано далее, это снижение достигает 80 – 100 °С).

Понижение температуры не может играть самостоятельную роль в срыве пламени, так как в этом случае погасали бы все камеры, однако может усиливать концентрационные причины срыва.

Другой причиной, вызывающей неустойчивость может быть неравномерное распределение расхода воздуха по камерам сгорания, в силу их неодинакового расположения